№ 1. Warszawa, dnia 2 Stycznia 1924 r. Rok II.

TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

Redakcja i Administracja: Warszawa, ul. Fredry 2, m. 1. Redaktor, Inżynier Technolog, Jan Komarnicki przyjmuje w piątki pomiędzy godziną 18-tą a 20-tą.

OD WYDAWNICTWA.

Z inicjatywy Prezesa Zarządu Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, Prof. D-ra Wiesława Chrzanowskiego, z początkiem roku 1923 powstał nowy organ techniczny, który wychodził co miesiąc, jako dodatek do „Przeglądu Technicznego" w Warszawie pod tytułem: „Wiadomości Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce" i wydawany był wspólnie przez oba istniejące w Polsce Stowarzyszenia Kotłowe: Warszawskie i Poznańskie.

„Wiadomości" otrzymywali w pierwszym rzędzie prenumeratorzy „Przeglądu Technicznego". Pozatem, około 200 egzemplarzy, nadbitki rozsyłało bezpłatnie Warszawskie Stowarzyszenie: członkom swej Rady Nadzorczej, Zarządu, Komisji Rewizyjnej oraz delegatom, wszystkim swoim inżynierom, przedstawicielom władz Ministerstwa Przemysłu i Handlu, mającym bezpośrednią styczność z dozorem kotłów parowych, oraz niektórym należącym do Stowarzyszenia zakładom przemysłowym.

Wobec wzrastającego zainteresowania techniką cieplną, dotychczasowy zakres „Wiadomości" okazał się zbyt szczupłym, a ilość rozsyłanych nadbitek była stale zbyt mała. Ze względu na powyższe, Warszawskie Stowarzyszenie Kotłowe w porozumieniu z Poznańskiem uchwaliły wydawać „Wiadomości" pod nazwą *„Technika Cieplna"*, oraz rozszerzyć ramy tego miesięcznika w granicach możności finansowej, zwiększając ilość wydawanych egzemplarzy w taki sposób, aby każdy członek Stowarzyszenia Kotłowego otrzymywał egzemplarz *„Techniki Cieplnej"*.

Oba wymienione wyżej Stowarzyszenia Kotłowe bez Górnego Śląska, mają pod swym dozorem przeszło 20.000 kotłów parowych obsługiwanych przez 60-ciu przeszło inżynierów wykwalifikowanych w swym zawodzie. Stowarzyszenia te gromadzą więc cenny materjał doświadczalny, który nie powinien stanowić tajemnicy ich archiwów, lecz stale być podawany do ogólnej wiadomości przemysłowców i techników, mających styczność z techniką kotłową i cieplną. *„Technika Cieplna"* oprócz obszerniejszych artykułów oryginalnych, będzie drukowała wiadomości z praktyki, które powinny zainteresować szerokie warstwy przemysłowców i pracowników technicznych.

Oprócz tego czytelnicy będą informowani o postępach w technice kotłowej i cieplnej i o nowych wydawnictwach technicznych z tej dziedziny.

Przegląd czasopism technicznych, oraz dział pytań i odpowiedzi uzupełni całość.

Kraj nasz jest jeszcze stosunkowo słabo rozwinięty pod względem kultury technicznej i szerokie warstwy społeczeństwa słabo zdają sobie sprawę ze znaczenia techniki dla ogólnego dobrobytu kraju i jego sił obronnych. *„Technika Cieplna"*, wydawana w ilości około 10.000 egzemplarzy, stojąc na straży czystej myśli technicznej i mając jedynie dobro kultury technicznej naszego kraju na widoku, powinna się stać przedewszystkiem łącznikiem między ludźmi praktyki i teorji, pobudzić myśl techniczną, stanowić potężną dźwignię postępu technicznego i zrzeszyć w szeregu swych współpracowników wszystkich techników, pracujących w dziedzinie kotłowej i cieplnej.

Z ZAGADNIEŃ MONTAŻU PŁUGA.

Artykuł niniejszy streszczenie dyskusji, przeprowadzonej na posiedzeniu Koła Maszynoznawców Rolnych w dniu 8/X 1923 r. W dyskusji zabierali głos inżynierowie S. Biedrzycki, S. Żaliński, T. Iwaszkiewicz i Świeżawski).

Podał **Stefan Biedrzycki**, Profesor Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego.

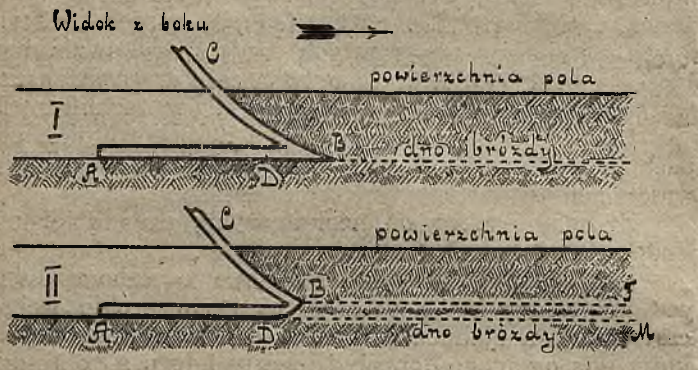
Zasadniczem wymaganiem, jakie praktyka stawia pługom wszelkiego typu i rodzaju, jest wymaganie stateczności pochodu, to znaczy zdolności przeciwstawienia się tym wszystkim dążeniom wytrącenia pługa z równowagi, jakie powstają i powstawać muszą wskutek stale zmieniających się oporów orki, a to w zależności od niejednostajności gleby lub nierównomierności chodu koni. Jako główny a częstokroć i jako jedyny warunek tej stateczności pochodu literatura teoretyczna podaje wymaganie, ażeby linja siły pociągowej, uwidoczniona w pługach konnych w linji postronków, przechodziła przez tak zwany środek oporów, znajdujący się w dolnej części odkładnicy. Wymaganie to, stanowiące rzeczywiście podstawę racjonalnej budowy pługa, praktycznie biorąc sprowadza się do wymagania, ażeby koniec grządzieli, mieszczący na sobie regulator, znajdował się na linji myślowej, łączącej ów środek oporu z punktem przyczepienia postronków do chomąta, zaś wymiary regulatora uwzględniały granice zmienności głębokości i szerokości orki. Jeśli za podstawę wyliczeń wziąć przypuszczenie, że linja postronków jest nachylona do poziomu o 18^0, zaś środek oporu pługa znajduje się na powierzchni odkładnicy na jednej trzeciej głębokości orki nad dnem brózdy i na jednej trzeciej szerokości orki od polowej ściany brózdy, to z łatwością możemy zawsze wykreślić zarówno położenie regulatora jak również i jego wymiary, bylebyśmy uprzednio wybrali pewną długość grządzieli.

To też zadośćuczynienie temu zasadniczemu wymaganiu teorji bynajmniej nie jest trudne a wskutek tego należałoby się dziwić, dlaczego tak często spotykamy w praktyce pługi, które nie posiadają owej stateczności pochodu.

Choć nie ulega wątpliwości, że przyczyny niezadawalającej pracy pługa mogą być bardzo różnorodne, jednak zdaje się nie ulegać wątpliwości, że najczęściej spotykaną przyczyną jest błędne zmontowanie pługa lub też jego zużycie się w pracy. Ażeby uzasadnić bliżej to twierdzenie należy zwrócić uwagę na tak zwane zagadnienie *„ponurności pługa“*.

W literaturze zawodowej znajdujemy twierdzenie, że wprawdzie „teoretycznie“ całe ostrze lemiesza i spód płoza powinny tworzyć płaszczyznę poziomą a lewa krawędź lemiesza i odkładnicy, ewentualnie ostrze kroju, powinny tworzyć płaszczyznę pionową z polową ścianą płoza. Jednak „praktyka“ nakazuje odchylać dziób lemiesza poniżej tej owej płaszczyzny i trochę na lewo, *„ażeby pług był należycie panurny“*, to znaczy, nietylko miał skłonność do zanurzania się w orkę ale, co ważniejsze, utrzymywania się podczas pracy na odpowiedniej głębokości i szerokości skiby; przyczyna takiej rozbieżności pomiędzy „teorją“ i „praktyką“ nie jest zazwyczaj podawana, co ma się rozumieć, musi prowadzić do wniosku, że jednak owa „teorja“ musi być nie bardzo zgodna z rzeczywistością i nie bardzo zasługuje na nazwę teorji.

W literaturze amerykańskiej, bardziej aniżeli europejska obfitującej w praktyczne wskazówki konstrukcyjne,

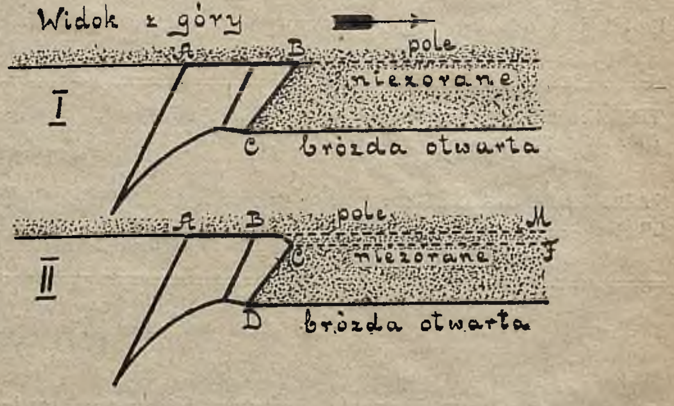


Rys. 1.

znajdujemy w danej sprawie zalecenie takiego montowania płoza, ażeby pług bynajmniej nie opierał się na nim na całej jego długości, lecz jedynie na jego pięcie i to zarówno w płaszczyźnie poziomej, jak i pionowej. Zalecenie to uzasadnione jest twierdzeniem, że przy normalnej długości płoza ciśnienie na jego powierzchnie robocze jest o tyle nieznaczne, iż podczas pracy na ziemi choć trochę wilgotniejszej będziemy obserwowali zjawisko oblepiania się płoza ziemią i, co za tem idzie, stratę siły na zwiększone tarcie. Nie zaprzeczając bynajmniej słuszności tej obserwacji, możemy jednak stwierdzić, że nie ona jest główną przyczyną, uzasadniającą racjonalność takiej budowy płoza, lecz podniesione wyżej zagadnienie *„ponurności pługa“*.

Przedstawmy sobie pług, w którym płóz został zbudowany zgodnie z owemi wskazaniami „quasi teoretycznemi“, i zobaczmy, jak będzie on pracował po pewnym czasie. Rys. 1 i 2 przedstawiają w skali celowo przesadzonej szkic takiego pługa, przyczem rys. 1 daje nam widok boczny, zaś rys. 2 widok z góry. Na rys. 1 wskazano, że dolna podstawa pługa nie ulega bynajmniej zdarciu równomiernemu, lecz przeciwnie całe ostrze lemiesza a specjalnie jego dziób zużywają się o wiele szybciej aniżeli płóz; przyczyny tego szukać należy w tem, że lemiesz działa nietylko jako ostrze, rozcinające ziemię, lecz również i jako klin, podważający skibę ku górze; dziób lemiesza musi zużywać się silniej, aniżeli pozostałe jego części, gdyż działa on na ziemię jeszcze nie podciętą ani z prawa ani z lewa, gdy tymczasem każda inna cząsteczka ostrza tegoż lemiesza działa na ziemię, która z lewej strony jest już nietylko podcięta, lecz nawet uniesiona ku górze.

Nie od rzeczy będzie przytem zauważyć, że wprawdzie zdzieraniu podlega zarówno górna jak i dolna strona lemiesza, zdzieranie to jednak jest nierównomierne i większe od dołu niż od góry, a to z tego powodu, że gdy skiba może się unieść ku górze i ustąpić pod naciskiem lemiesza, to dno brózdy uczynić tego nie może, a już przez to samo nacisk będzie tu większy a więc i wycieranie większe. Z chwilą jednak, kiedy ścierające się ostrze B wyjdzie ponad



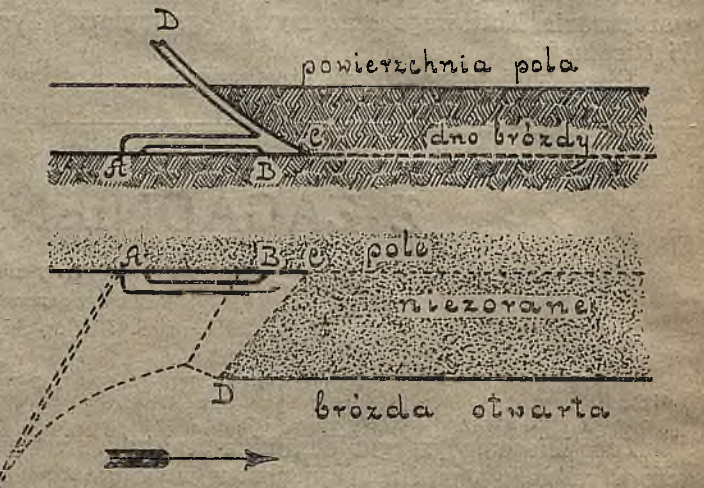
Rys. 2.

pierwotną płaszczyznę ADB, zacznie ono wycinać dno brózdy wyżej niż poprzednio a wskutek tego będzie musiał płóz AD „wślizgiwać“ się po krzywiźnie DB na poziom BF, co, ma się rozumieć, spowoduje dalsze wycieranie spodu lemiesza w odcinku DB i coraz większe odchylanie się poziomu BF od ADM; nie trudno zgadnąć, że zmiany te spowodują stałą dążność pługa do spłycania orki i wywołają narzekania, że *„pług nie jest ponurny“*.

Do takiego samego wniosku dojdziemy rozpatrując rys. 2, na którym uwidoczniono skutki zdarcia bocznej krawędzi lemiesza; w miarę odsuwania się punktu C od linji AB pług będzie brał coraz to mniejszą skibę i znowu wywoływał narzekania na małą ponurność pługa.

Czy konstrukcja, zalecana przez podręczniki amerykańskie a stosowana w praktyce prawie bez wyjątku przez wszystkie fabryki europejskie, zaradzi złemu?

Na rys. 3 znowu w skali przesadzonej przedstawiono szkic takiej budowy pługa; w części górnej rysunku widzimy, że pług nie spoczywa na całej długości płoza AC, lecz opiera się o dno brózdy jedynie piętą płoza A oraz ostrzem lemiesza BC; w miarę szybszego zdzierania się tego ostrza aniżeli płoza A, pług „osiada“ w bróździe przo-



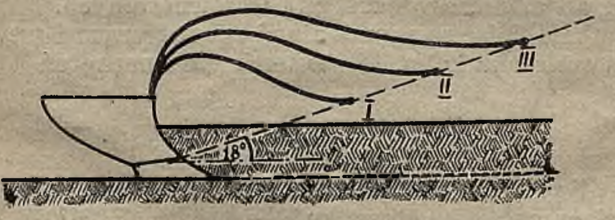
Rys. 3.

dem silniej, aniżeli zadem, ale przez to nietylko że nie spłyca orki, lecz przeciwnie stale ją pogłębia, czemu nietylko możemy ale musimy przeciwdziałać zapomocą regulatora. Nie trudno zgadnąć, że prawidłowa praca pługa wymaga, ażeby krawędź BC była możliwie wąska, przyczem w ideale, możliwym do osiągnięcia jedynie w pługach ramowych, punkty B i C zlewają się w punkt jeden, odpowiadający ostrzu lemiesza.

W części dolnej rys. 3 mamy ten sam pług w widoku z góry i znowu widzimy, że szybsze ścieranie się krawędzi *BC* aniżeli krawędzi *A* musi spowodować poszerzanie skiby, a nie jej zwężanie. Jeszcze wyraźniej zmiany te występują w pługach zaopatrzonych w krój, którego ostrze pionowe podlega szybszemu zdarciu, aniżeli lewa krawędź odkładnicy.

A więc chcąc mieć pług „ponurny" i nie tracący tej zdolności, pomimo normalnego zdarcia się lemiesza i płoza, musimy żądać, ażeby pług, postawiony na poziomej desce, nie przylegał do niej całym swoim płozem, lecz jedynie ostrzem lemiesza oraz piętą płoza, zaś przystawiony swoją ścianą polową do płaszczyzny pionowej również przylegał jedynie lewą krawędzią pięty oraz lemiesza, ewentualnie ostrzem kroju.

Takie wyjaśnienie wystarczy dla zrozumienia istoty ponurności pługa, ale nie wystarczy dla montera, który musi wiedzieć, na ile cali lub milimetrów ma odsunąć środek płoza od dna i boku bróździ. Na tak postawione pytanie odpowiedź nie może być ściśle definitywna, ponieważ odsunięcie owo powinno odpowiadać maksymalnemu zdarciu dzioba lemiesza od dołu i z krawędzi lewej; jednak podkreślić tu należy, iż nawet najmniejszemu przesunięciu się tego dzioba odpowiadają o wiele większe przesunięcia się końca grządzieli a wskutek tego i przesunięcie się regulatora, który jednak nie powinien wychodzić poza granice, zakreślone mu na samym początku względami zmiennej szerokości i głębokości orki. A więc z jednej strony musimy się liczyć z tem, że przy małym zapasie odchylenia pług może utracić swą ponurność, zaś odwrotnie przy zapasie dużym może koniec grządzieli zmieniać swe położenie w takich granicach, iż regulator straci swoje znaczenie. W każdym razie możemy zauważyć, że wzniesienie środka płoza ponad dno brózdy powinno być większe, aniżeli jego odchylenie od polowej ściany brózdy, a to z tego względu, że lemiesz ściera się o wiele szybciej od dołu, aniżeli z boku. Podręczniki amerykańskie wskazują, że w pługach bezprzodkowych należy środek płoza unieść o 1/8 cala ponad dno brózdy i „troche" odsunąć od ściany polowej, zaś w pługach ramowych, spoczywających na trzech kołach, należy unieść środek płoza o 1/2 cala, zaś kółko tylne przesunąć na lewo o 1 1/4 cala poza linję płoza. W przepisie tym na pierwszy rzut oka może nas zdziwić takie wyróżnianie pługów ramowych, jednak przyczynę tego zrozumiemy łatwo, jeśli zwrócimy uwagę na fakt, że koła pługa ramowego wgniatają się w dno i bok brózdy silniej, aniżeli płaska pięta płoza. Pozatem w pługach ramowych, możemy zgodnie z wymaganiami teorji ostrze lemiesza ukształtować w ten sposób, ażeby naprawdę przylegało ono do dna brózdy jedynie jedną linją, gdy tymczasem w pługach bezprzodkowych musimy pod tem



Rys. 4.

ostrzem tworzyć wąską płaszczyznę, szerokości do 1 cala, ażeby dać możliwe oparcie dla pługa, napierającego na to ostrze całym swoim ciężarem.

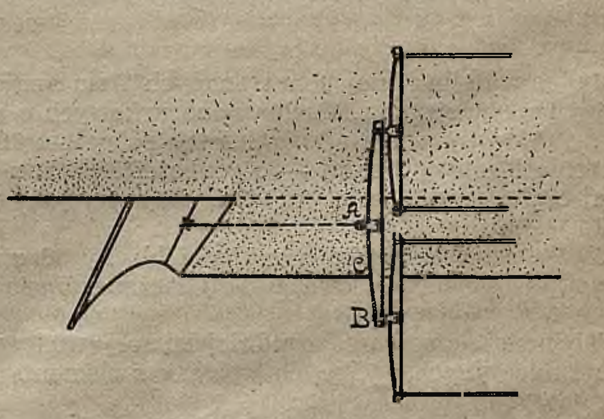
W razie uzbrojenia pługa w krój talerzowy radzą amerykanie ostrze jego odsuwać o 1/2 do 3/4 cala na lewo od linji płoza. Ma się rozumieć, że wskazówki odnoszą się nietylko do montażu pługów nowych lecz również i do reparacji pługów zużytych, w których przedewszystkiem trzeba „pociągać" lemiesz; nie trudno zgadnąć, że o ile kowal wykonywa tę czynność „na oko" i nie posiada odpowiedniego szablonu, to z łatwością może zdemontować cały pług.

W zagadnieniu stateczności pochodu pługa poważne znaczenie posiada pozatem długość grządzieli. Ponieważ powyżej już zaznaczono, że koniec grządzieli powinien leżeć na linji myślowej, łączącej środek oporów pługa z punktem przyczepienia postronków do chomąta, a więc zdawałoby się, że długość grządzieli zależna jest wyłącznie od określenia, jak wysoko nad dnem brózdy chcemy umieścić regulator; na rys. 4 widać wyraźnie, że zasadniczemu wymaganiu czynią zadość wszystkie trzy położenia grządzieli i że pomiędzy niemi zachodzi jedynie ta różnica, iż w położeniu I mamy grządziel krótką a regulator umieszczony nisko, zaś w położeniach następnych widzimy, iż im dłuższa grządziel, tem wyżej jest ustawiony regulator.

A jednak praktyka od dawna ustaliła, iż pług idzie tem bardziej i spokojniej, im dłuższą posiada grządziel!

Ażeby zrozumieć ten fakt, należy zwrócić uwagę na to, że zaburzenia w równomierności chodu pługa mogą być spowodowane nietylko przez zmienność oporu orki, lecz również przez nierównomierność chodu koni; wystarczy przecież ażeby przy zaprzęgu parokonnym koń lewy raz przysunął się zupełnie do prawego, idącego niezmiennie otwartą brózdą, to znów odsunął się od niego na lewo, ażeby już kierunek siły pociągowej zmienił swoje położenie w płaszczyźnie poziomej; tak samo i w płaszczyźnie pionowej zobaczymy, że orczyki i sztelwagi zachowują niezmiennie swoje położenie jedynie przy zaprzęgu wołowym, ponieważ woły raz naległszy na jarzmo, prawie że nie zmieniają swego nacisku; konie nigdy nie idą i nie ciągną tak równo, a wskutek tego hak zaprzęgowy, a wraz z nim i regulator, to unosi się do góry, to opada w dół, pociągając za sobą i cały pług. Otóż jeśli założymy, że amplituda tych wahań jest niezależna od budowy korpusu płużnego i zależy jedynie od charakteru zaprzęgu, to stwierdzimy, że każdy cal wahania pionowego lub poziomego regulatora tem słabiej odbija się na chodzie pługa, im dłuższą mamy grządziel.

Do tego samego wniosku dojdziemy, rozpatrując inną grupę przyczyn, wywołujących wahania się pługa; przedstawmy sobie dla przykładu, że pług na drodze swej napotkał kamień lub korzeń, który chwilowo ześrodkował cały opór orki na ostrzu lemiesza; bezpośrednim skutkiem takiego najechania na przeszkodę będzie raptowne przesunięcie się oporów na ostrze lemiesza i raptowne „gibnięcie" się regulatora w dół, czemu jednak mogą zapobiec konie, o ile stale i równo naprężają postronki.



Rys. 5.

I otóż, jeżeli zwrócimy uwagę, że amplituda owego „gibnięcia się" jest zależna od koni, to znowu dojdziemy do wniosku, że im dłuższa grządziel, tem równiej będzie szedł pług, ponieważ tej samej amplitudzie wahań regulatora odpowiada mniejszy kąt wahnięcia się korpusu płużnego. Wreszcie zaznaczyć należy, że z zagadnieniem zapewnienia pługowi równomierności pochodu łączy się zagadnienie właściwego umieszczenia końca grządzieli w płaszczyźnie poziomej. Wprawdzie powyżej zaznaczono, iż w rzucie poziomym pługa regulator powinien leżeć na linji, przeprowadzonej przez środek oporów równolegle do kierunku orki, jednak wskazówkę tę należy uważać za regułę najbardziej uproszczoną a mającą zastosowanie jedynie

w niektórych wypadkach; w ten sposób można naprz. budować pługi jednokonne, w których koń idzie bezpośrednio przed korpusem płużnym. Jeśli jednak zaczniemy rozpatrywać już zaprzęg parokonny i przyjmiemy zgodnie z rzeczywistością, że długość orczyka wynosi 80 *cm*, zaś długość sztelwagi 100 *cm*, to zobaczymy, że o prawidłowości zaprzęgu nie może być mowy. Z rys. 5 wnosimy, że długość *AB* równa się 50 *cm;* jednak jeśli założymy, że punkt *B* powinien znaleźć się pośrodku otwartej brózdy, po której idzie koń prawy, i że szerokość brózdy tej wynosi 25 *cm*, stwierdzimy, że *CB*= 12,5 *cm* a *AC*=16,6 *cm* (dwie trzecie szerokości orki), czyli że *AB* powinno się równać ok. 29 *cm* a nie 50 *cm*, to zrozumiemy, że albo prawy koniec sztelwagi *(B)* przesunie się na prawo poza środek brózdy, albo środek sztelwagi *(A)* przesunie się na lewo poza teoretyczne położenie środka oporów, albo wreszcie częściowo będziemy mieli do czynienia z jednem, a częściowo z drugiem zjawiskiem, ale w żadnym razie nie znajdziemy teoretycznie prawidłowego umieszczenia siły pociągowej w stosunku do pługa. A gdybyśmy zaczęli rozpatrywać zaprzęgi amerykańskie, cztero lub nawet sześciokontne, nie w lejc, lecz wpoprzek, to istniejący tam układ sił musielibyśmy nazwać już nie nieprawidłowym, lecz wprost horrendalnym.

W każdym razie możemy stwierdzić, że ponieważ słusznem jest żądanie, ażeby regulator wraz z hakiem zaprzęgowym znajdował się na linji, łączącej wypadkową sił pociągowych ze środkiem oporów pługa, a wypadkowa sił pociągowych nie znajduje się przed tym środkiem oporów, więc i grządziel nie może przyjąć położenia, wskazanego powyżej czysto teoretycznie. Skutkiem zaś tego siła pociągowa nie będzie działała równolegle do orki, lecz będzie ona ulegała rozkładowi; jeżeli rozkład ten poprowadzimy w trzech płaszczyznach spółrzędnych, to zobaczymy, że tylko jedna część będzie się zużywała na właściwe posuwanie pługa, podczas gdy część druga, skierowana pionowo w górę, będzie podrywać pług ku górze a przez to samo zmniejszać tarcie pługa o dno brózdy; część trzecia będzie działała w płaszczyźnie również pionowej lecz prostopadłej do kierunku orki, przyczem siła ta będzie skierowana na lewo (ku polu), jeśli grządziel jest odchylona na lewo, lub też na prawo (ku bróździe), jeśli grządziel jest odchylona na prawo. Jeśli chodzi o prawidłowość pracy pługa, to bardziej pożądanym jest wypadek drugi, gdyż wtenczas ta część siły pociągowej w ten sam sposób zmniejsza tarcie pługa o ścianę polową brózdy, w jaki inna część tej samej siły zmniejszała tarcie pługa o dno brózdy. Niestety taki układ sił możemy obserwować prawie wyłącznie tylko w wieloskibowcach, począwszy od trzyskibowców, zaś w najbardziej używanych jedno- i dwuskibowcach część siły pociągowej jest skierowana ku niezoranemu polu, przez co jedynie zwiększa ona tarcie pługa o ścianę polową brózdy. To też wystarczy przyjrzeć się w dwuskibowcu płozowi korpusu tylnego, ażeby stwierdzić, że wyciera się on szybko i silnie nietylko od dołu lecz i z boku, a wskutek tego pług traci względnie szybko swą prawidłową postawę, skręca na prawo i ku górze i traci swą ponurność; w tym wypadku nie pomoże żadne „rychtowanie" lemieszy, gdyż trzeba przedewszystkiem doprowadzić do porządku płóz.

Powyżej rozpatrzone wypadki obejmują głównie zagadnienia konstrukcyjne i montaż pługów nowych. Jeślibyśmy z kolei rzeczy przeszli do zagadnień naprawy pługów zdemontowanych podczas pracy, to musielibyśmy stwierdzić, że ponieważ naprawa ta musi polegać na doprowadzeniu pługa „do porządku", więc cała praca nasza składa się z kolejnego wyszukiwania odchyleń od budowy normalnej i na usuwaniu tych odchyleń. Pracę tę względnie bardzo łatwo można wykonać przy pomocy tak zwanych szablonów, na których są oznaczone położenia płozów, lemieszy i grządzieli (ewentualnie ramy wieloskibowców), t. j. tych elementów pługa, o których była mowa powyżej. Niestety mechanicy-praktycy bardzo często podczas reparowania pługów zwracają uwagę na wszystkie ich części, ale zapominają o płozie, lekceważąc jego znaczenie podczas orki.

Konstrukja polska i zagraniczna połączenia blach różnej grubości w walczakach kotłów parowych.

Podał inż. **Z. Klębowski.**

Jedna z najbardziej u nas znanych firm angielskich wykonywuje w swych kotłach wodnorurkowych o prawie poziomych opłomkach i przy ciśnieniu roboczem 19 atm., połączenia blachy grubszej — o grubości 38 *mm* z blachą górnej części walczaka o grubości 22 *mm*, jak podaje rys. 1.

Dolna część walczaka o grubości blachy 38 *mm* jest równie jak i górna walcowa, nie wytłaczana. Posiada ona otwory dla wwalcowanych króćców, łączących walczak z oddzielnemi elementami przedniej komory wodnej, i dla rur cyrkulacyjnych, łączących walczak z elementami tylnej komory.

Największa polska wytwórnia kotłów parowych wykonywała dotychczas w swych kotłach wodnorurkowych o opłomkach prawie pionowych, przy ciśnieniu roboczem 15 atm. połączenie blachy grubszej 23 *mm* z pozostałą częścią walczaka o grubości 16 *mm*, jak podaje rys. 3.

Część walczaka o grubości 23 *mm* stanowi wytłaczaną płytę Garbe'go.

W konstrukcji pierwszej znaczna różnica grubości blach (38 — 22 = ~ 75% od grubości 22) daje możność uniknięcia oddzielnej górnej nakładki, co też uczyniono, robiąc bardzo łagodne o eliptycznym zarysie przejście od grubości 16 *mm* do 38 *mm*, zmniejszając w ten sposób do minimum nierównomierność rozsiania naprężeń w przekroju przejściowym.

Nakładkę wewnętrzną dano grubszą, a więc nie 16 *mm*, lecz 17.5 *mm*. Prawdopodobnie miano na uwadze znacznie większą sztywność końca łubki zewnętrznej od strony blachy 38 *mm* w porównaniu z końcem łubki wewnętrznej, osłabionym otworami nitów oraz tę okoliczność, że w wewnętrznych włóknach walczaka poddanego równomiernemu ciśnieniu wewnętrznemu, wywoływane są naprężenia nieco większe niż w zewnętrznych.

O ile *R* i *r* są promieniami zewnętrznym i wewnętrznym walczaka kotła, to stosunek tych naprężeń

$$P_r : P_R = \frac{r^2 + R^2}{2\,r^2} = \frac{685^2 + 707^2}{2 \cdot 685^2} = 1{,}03$$

W połączeniu tem jednak wybrano łubki, których grubości pozostają w stosunku

$$\frac{17{,}5}{16} = 1{,}09$$

Stosunek ten jest większy od wyżej wyliczonego, i tak być powinno, gdyż o stosunku grubości łubek o jednakowych naprężeniach nie powinien decydować stosunek naprężeń w skrajnych punktach, lecz położenie wypadkowej naprężeń w blasze objętej łubkami. To położenie jednak wywołane specjalnym charakterem rozmieszczenia naprężeń, przemawia za zwiększeniem grubości nakładki wewnętrznej w większym stopniu, niż w stosunku 1:1.03.

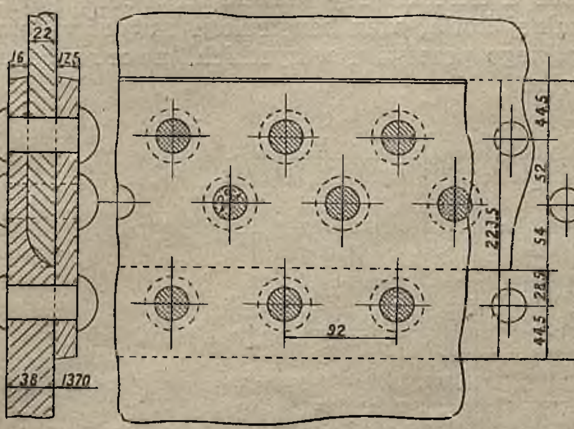
Przy wewnętrznej łubce tej samej grubości co i zewnętrzna, łubka wewnętrzna będąc silniej obciążona, i ponadto osłabiona otworami na nity mocujące ją z blachą o grubości 38 *mm*, wydłużałaby się nadmiernie, przenosząc część obciążenia na zewnętrzną łubkę, głównie na jej

wewnętrzną stronę, zwiększając tym sposobem nierównomierność naprężeń w przekrojach przejściowych od mniejszej do większej grubości.

Powyższe odnosi się przedewszystkiem do konstrukcji, w której zachodzi tak znaczna różnica grubości, jak to wskazano na rys. 1.

Równolegle jednak, mają miejsce pewne względy, któreby może wskazywały na wstrzymanie się od dawania wewnętrznych łubek grubszych niż zewnętrzne przy zewnętrznych łubkach normalnych, t. j. jednakowej grubości na całej długości, lub też przy nieznacznej różnicy grubości, a więc i łagodniejszem przejściu.

Zwróćmy teraz uwagę w rys. 1 na miejsce, w którym blacha płaszcza o grubości 22 *mm* uwolniona jest od łubek. W tem miejscu, jak i w każdem innem w stanie zimnym kotła każdy współśrodkowy z wewnętrznym zarysem walczaka okręg koła posiadać będzie wspólną styczną niezależnie od tego, czy punkt ten uważać za należący do połączenia łubkowego, czy też do blachy o grubości 22 *mm*. Ściślej mówiąc, niezależnie od tego czy punkt ten jest oddalony o długość nieskończenie małą w jedną lub drugą stronę od punktu przejściowego.

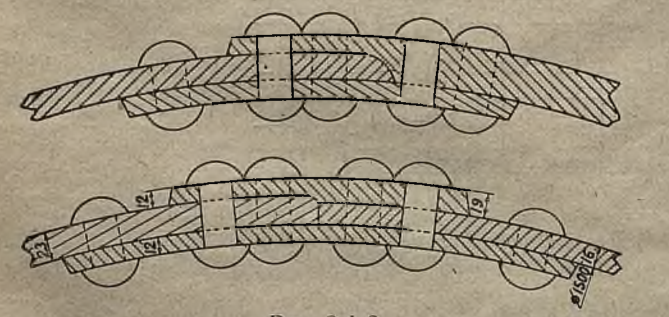


Rys. 1.

Podczas pracy, pod wpływem temperatury i odmiennego odkształcania się części pod wpływem wewn. ciśnienia i odmiennych grubości blachy, styczne te stanowić będą pewien kąt, zależny przy jednakowych pozatem warunkach od stosunku grubości blach w grubej i cienkiej części walczaka, a więc jak w rozważanym wypadku od stosunku $\frac{38}{22}$.

Wielkość tego kąta świadczy o wielkości odkształcenia materjału, a więc naprężeń w tym punkcie. Biorąc pod uwagę zmienne warunki podczas pracy kotła, twierdzić można, że świadczy on również o stopniu w jakim materjał będzie w tem miejscu wysilony.

Im stosunek ten (w rozpatrywanym wypadku $\frac{38}{22}$)



Rys. 2 i 3.

jest większy, tym bardziej należy się niepokoić o blachę cieńszą w miejscu, gdzie przestają ją obejmować łubki.

Jak reaguje na te kłopoty konstrukcyjne firma polska (rys. 3).

Nieznaczna różnica grubości blach 23 — 16 = 7 zniewala do użycia oddzielnej górnej łubki o grubości 12—19 *mm* z łagodnem eliptycznem przejściem.

Wysunięta łubka wewnętrzna od strony blachy mniejszej grubości t. j. z prawej strony rysunku radykalnie usuwa zło konstrukcji (rys. 1).

Odkształcenie, które tam (rys. 1) zaznaczało się w najwyższym stopniu, w uwolnionem od łubek miejscu blachy, tutaj (rys. 3) rozkłada się na długość blachy cieńszej, odpowiadającej długości łubki wewnętrznej, wystającej poza koniec grubszej części łubki zewnętrznej.

Taka konstrukcja połączenia jest wynikiem poważnego wmyślenia się w warunki, w jakich to połączenie i punkty bezpośrednio za niem leżące pracują i świadczy o dojrzałem poczuciu konstruktorskiem.

Przy nieznacznej różnicy grubości łubki 19 — 12 *mm*, możliwe jest łagodne eliptyczne przejście, wykluczające większą nierównomierność rozsiania naprężeń w przekroju przejściowym, a więc i znacznie większe naprężenia w oddzielnych punktach przejściowego przekroju łubki. Od wewnątrz zastosowano łubkę o grubości nie większej od cieńszego końca łubki zewnętrznej, gdyż inaczej w pewnych warunkach moglibyśmy zbytnio usztywnić część płaszcza o grubości 16 *mm* na przestrzeni gdzie znajduje się tylko koniec łubki wewnętrznej.

Zwróćmy jednocześnie uwagę i na to, iż w blasze kotła, w miejscu więcej odległem od połączenia przy nierównomiernym rozkładzie, naprężenia, jak wyżej, w miarę przejścia od wewnętrznego promienia do zewnętrznego, cylindryczna forma walczaka jest stateczną. Sztuczne zmniejszanie naprężeń w punktach wewnętrznych połączenia w stosunku do naprężeń w punktach zewnętrznych tegoż połączenia burzy tę stateczność drogą usztywnienia wewnętrznej strony połączenia.

Stąd wynikałoby, że o ile w danej konstrukcji istnieją warunki, wykluczające znaczną nierównomierność w rozsianiu naprężeń w łubce zewnętrznej w kierunku wymiaru jej grubości, co ma miejsce w łubce zewnętrznej normalnej o jednakowej grubości, albo w łubce o nieznacznej różnicy grubości z obydwóch końców i bardzo łagodnem eliptycznem przejściu, to nie należy usztywniać połączenia przez stosowanie grubszej łubki wewnętrznej.

Z ducha konstrukcji polskiej sądząc, z góry orzec można, że jeżeliby konstruktor, autor połączenia przedstawionego na rys. 3, miał wykonać połączenia blach o tak znacznej różnicy grubości, jak na rys. 1, to wykonał by je w przybliżeniu zgodnie z rys. 2.

Pomijając różnicę wykonania prawej części konstrukcji (rys. 2) [1] i nie przesądzając kwestji, czy nie byłaby tutaj użyta wewnętrzna łubka grubsza od zewnętrznej, zwracam przedewszystkiem uwagę na rażącą wyższość lewej części konstrukcji (rys. 2) w porównaniu z konstrukcją rys. 1.

Polska wytwórnia kotłów parowych, wykonywująca dotychczas połączenie płyty Garbego — 23 *mm* z pozostała blacha walczaka 16 *mm* według rys. 3, obecnie przechodzi, o ile mi wiadomo, na zgoła inną konstrukcję, a mianowicie: zamiast blachy 16 *mm*, w zupełności ze względu na wytrzymałość wystarczającej, używa blachy o grubości 23 *mm* równej grubości płyty Garbego.

Zwiększona w taki sposób ilość materjału i podrożenie obróbki (struganie brzegów, wiercenie otworów i t. d.) grubej blachy, powoduje niewątpliwie pewne trudności z punktu widzenia zastosowania się do cen konkurencyjnych, jako połączenie jednak, usuwające wszystkie wątpliwości, występujące w mniejszym, lub

[1]) Tutaj zauważyć należy, że wykonanie połączenia łubki wewnętrznej z blachą grubą zapomocą szwu jednorzędnego (rys. 1, konstrukcja angielska) może w danym wypadku spowodować:

1. Niebezpieczne osłabienie wewnętrznej łubki wzdłuż linji nitowania, o ile nity są dostatecznej średnicy i podziałka normalna, lub też

2. Niebezpieczne naprężenia ścinające w pojedyńczych przekrojach nitów oraz zbyt małą sztywność w tem miejscu, o ile nity są zbyt małej średnicy lub podziałka zbyt wielka.

3. Lub też jedno i drugie w mniejszym stopniu przy najlepszym doborze średnicy nitów i wielkości podziałki.

większym stopniu, we wszelkich połączeniach typu poprzednio omawianego, przedstawia konstrukcję wzorową. Ponieważ nie ma tu już mowy o większej lub mniejszej sztywności tej lub owej blachy i jedyne usztywnienie pochodzi od samego połączenia, o ile szerokość połączenia jest nieznaczna w stosunku do obwodu płaszcza kotła, lub, co za tem idzie do jego średnicy, nie ma potrzeby stosowania szerszej łubki wewnętrznej, tem bardziej, że ze względu na duży zapas wytrzymałości blach nie chodzi o wzmocnienie części osłabionej otworami dla nitów.

Zestawiliśmy tutaj konstrukcję polską i angielską. Jak wnioskować należy — nie wszystko co zagraniczne lepsze jest od krajowego. Każdy powiew nowej myśli, każda nowa idea, pochodząca z zachodu powinna być i u nas jak najrychlej poznana i krytycznie pogłębiona, nie należy jednak wszystkiego co pochodzi z zagranicy uważać za dobre, a tembardziej za lepsze od polskiego.

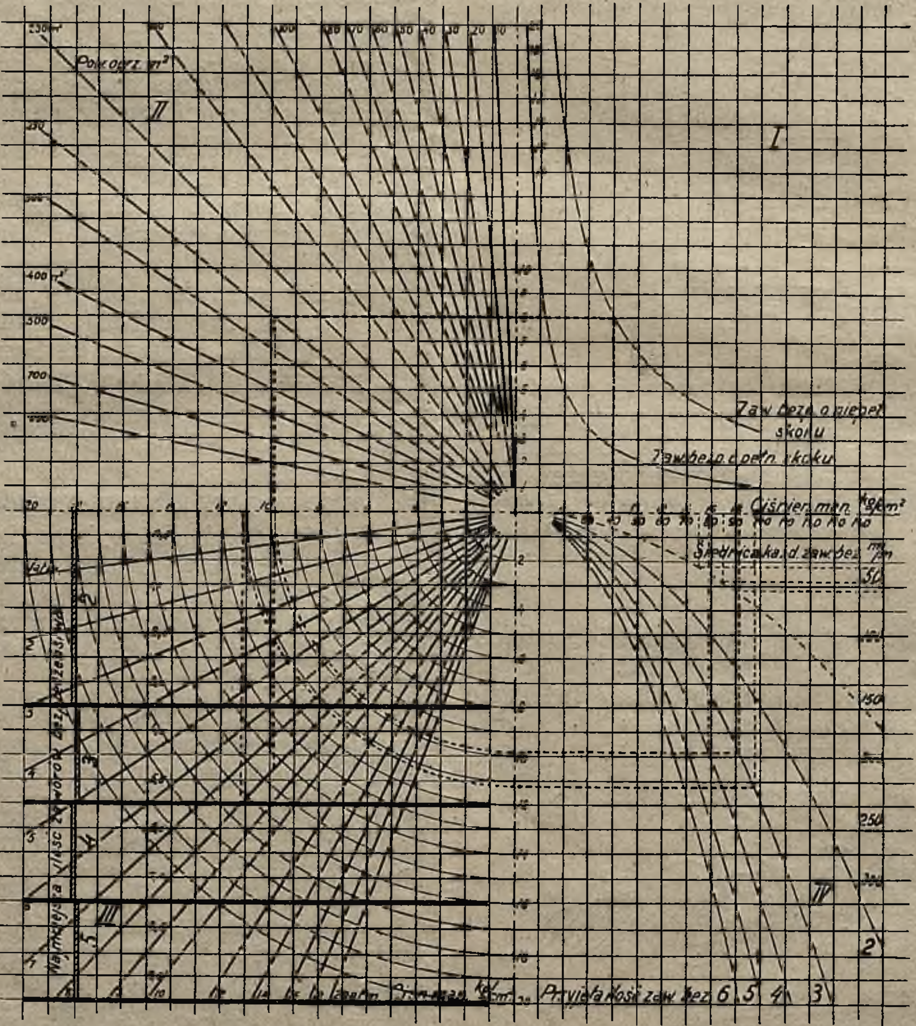
Wykres do obliczania zaworów bezpieczeństwa.

Podał inż. Z. Klębowski.

Proponowany wykres pozwala określić liczbę i wymiary zaworów bezpieczeństwa, z zachowaniem obu następujących warunków:

$$1)\quad p.\, f_n \leq 60000; \qquad 2)\quad F = a\, H \sqrt{\frac{1000}{p.\, k.}}$$

gdzie f_n — oznacza prześwit pojedyńczego zaworu bezpieczeństwa w mm^2. (Wielkość ta nie koniecznie musi być dla każdego zaworu jednakowa).



Rys. 1.

F — prześwit wszystkich zaworów bezpieczeństwa kotła: $F = f_1 + f_2 + f_3 \ldots$

p — robocze (manometryczne) ciśnienie pary w kg/cm^2.

k — ciężar 1.m^3 pary nasyconej w kg. przy ciśnieniu p.

H — powierzchnię ogrzewalną kotła w m^2.

a — współczynnik zależny od konstrukcji zaworu, przybierający wartość 5 dla zaworów o pełnym skoku (t. j. nie mniejszym, jak ¼ średnicy prześwitu), oraz wartość 15 dla zaworów o niepełnym skoku.

Wzór 1 określa przy danem ciśnieniu górną granicę średnicy zaworu pod warunkiem by siła działająca na każdy grzybek nie przekraczała 600 *kg*.

Wzór 2 określa przy danem ciśnieniu pary, pow. ogrzewalnej kotła, oraz konstrukcji zaworów dolną granicę ogólnego prześwitu wszystkich zaworów bezpieczeństwa kotła.

Wielkość F jest funkcją wartości p i k; a i H są parametrami. Ponieważ k jest ściśle określoną funkcją p i odwrotnie, przeto F jest także jakąś funkcją tylko jednej zmiennej niezależnej p.

Funkcjonalny związek pomiędzy temi wartościami przedstawiony jest zapomocą krzywych, odniesionych do osi współrzędnych. Parametry przedstawione są jako pęki krzywych. W pierwszej ćwiartce przedstawiony jest parametr a zapomocą 2 krzywych, gdyż praktycznie biorąc

i zgodnie z wyżej przytoczonemi założeniami możliwe są dla tego parametru tylko dwie wartości.

Parametr *H* przedstawiony jest w drugiej ćwiartce. *H* może w sposób ciągły przybierać nieograniczną ilość dowolnych wartości... Wzory 1), 2) oraz warunek, że ilość zaworów powinna być liczbą całkowitą, pozwalają określić ilość zaworów *N*.

Określenie wartości *N* zniewala do odstąpienia od górnej granicy prześwitu zaworu określonej z wzoru 1) w kierunku zmniejszenia go, albo odstąpienia od dolnej granicy sumy prześwitów zaworów z wzoru 2) w kierunku zwiększenia jej, lub też jednego i drugiego jednocześnie. *N* — jest nieciągłą funkcją *p*, to też lewa skala ćwiartki trzeciej nie daje odczytanych wielkości proporcjonalnych do odległości od początku skali, tylko określone długości na tej skali dają odpowiednie odczytania, jednakowe na całych tych długościach.

Trzecia ćwiartka służy tylko do określenia najmniejszej ilości zaworów oraz granic odczytań skali poziomej przy danej najmniejszej ilości zaworów, pozatem skala na poziomej osi pomiędzy drugą i trzecią ćwiartką całkowicie przeniesiona jest na pionową oś pomiędzy ćwiartkami trzecią i czwartą.

Czwarta ćwiartka przy pomocy krzywej odpowiadającej, przyjętej (najmniejszej lub większej od niej) ilości zaworów *N* daje granice w jakich mogą się znajdować średnice jednakowych zaworów.

Załączony wykres przewiduje możność przeprowadzenia obliczeń dla wszelkich możliwych wypadków, a mianowicie:

1. Określenie najmniejszej ilości jednakowych zaworów i najmniejszej średnicy tych zaworów.
2. Określenie największej średnicy jednakowych zaworów przy najmniejszej ich ilości.

Odpowiedź na dwa powyższe punkty pozwala na wybór zaworów o średnicach normalnych, znajdujących się w dopuszczalnych granicach.

3. Określenie granic w jakich powinny znajdować się średnice jednakowych zaworów przy dowolnej ich ilości, większej jednak od najmniejszej.

To pytanie może w pewnych warunkach mieć praktyczne znaczenie o ile najmniejsza ilość zaworów stanowi liczbę nieparzystą, lub o ile zawory mają zbyt wielkie średnice.

4. Rozwiązanie zagadnienia, czy pewna ilość zaworów o różnych średnicach odpowiada wymaganiom.
5. Rozwiązanie uogólnionego zagadnienia 4. w wypadku gdy niektóre zawory będą miały pełny skok, inne zaś niepełny.

Przykład zastosowania: kocioł 250 m^2, *8 atm.*, zawory bezpieczeństwa o niepełnym skoku.

1. Obliczyć najmniejszą dopuszczalną ilość zaworów i ich średnice. Rozwiązanie: W pierwszej ćwiartce, z punktu osi poziomej, odpowiadającego 8 *atm.* prowadzimy linję pionową do spotkania z krzywą, odpowiadającą zaworom bezpieczeństwa o niepełnym skoku, dalej linję poziomą do spotkania z promieniem odpowiadającym 250 m^2 w drugiej ćwiartce, linję pionową do spotkania z promieniem odpowiadającym 8 *atm.* w trzeciej ćwiartce. Punkt przecięcia linji pionowej z tym promieniem określa najmniejszą ilość zaworów *N*=3 linja pionowa przecina oś poziomą pomiędzy drugą i trzecią ćwiartką w punkcie. *9,85.* Z punktu przecięcia promienia 8 *atm.* z linją odgraniczającą podziałkę odpowiadającą 3 i 4 zaworów prowadzimy linję pionową ku górze do spotkania się z poziomą osią punkt przecięcia *11,25.*

Punkty przecięcia 9,85 oraz 11,25 przenosimy na pionową oś o tej samej podziałce pomiędzy trzecią i czwartą ćwiartką.

Obie linje poziome przedłużone pionowo ku górze od punktu spotkania się z promieniem, odpowiadającym 3 zaworom w czwartej ćwiartce, dają dolną i górną granicę średnic zaworów przy 3 zaworach ⌽ 91,5 *mm* — 97,5 *mm.*

2. Jeżeli dla jakichkolwiek powodów trzy zawory bezpieczeństwa nie mogą być zastosowane, i jeżeli chcemy mieć jakąkolwiek inną ilość zaworów, większą od trzech—naprzykład cztery, postępujemy w sposób następujący.

Linję poziomą 9,85 (czwarta ćwiartka) od punktu przecięcia się z promieniem odpowiadającym 4 zaworom kierujemy ku górze pionowo i odczytujemy nową dolną granicę średnic zaw. bezp. ⌽ 79 *mm.*

Przy 4 jednakowych zaw. bezp. wszystkie średnice w granicach ⌽ 79 *mm* — 97,5 *mm* odpowiadają wymaganym warunkom.

3. Jeżeli chcemy zastosować 4 zawory, lecz o różnej średnicy, prowadzimy poziomą linję w czwartej ćwiartce, przecinającą na lewej skali punkt 9,85 a na prawej skali w tej ćwiartce punkt 196.5.

Średnice każdego z czterech zaworów powinny być takie, aby

a) nie były większe od ⌽ 97,5 *mm*;

b) aby suma liczb odczytywanych na prawej skali czwartej ćwiartki, otrzymanych przez poprowadzenie linji pionowej od punktów odpowiadających średnicom niejednakowych zaworów dała liczbę nie mniejszą od 196,5, dajmy na to

1-szy	zawór	⌽ 75	liczba	44,2	(na prawej skali)
2-gi	„	„ 75	„	44,2	„
3-ci	„	„ 85	„	56,6	„
4-ty	„	„ 90	„	63,6	„
			Suma	208,7	

Liczba 208,7 jest większą od 196,5, a średnice wszystkich zaworów są mniejsze od 97,5 mm, wobec czego zawory bezp. tak dobrane odpowiadają wymienionym warunkom.

4) Uogólniając przykład trzeci przyjmiemy, że jeden lub więcej zaworów jest o pełnym skoku, wówczas przed zesumowaniem liczb 44,2+44,2+56,7+63,6 należy otrzymane liczby na prawej skali, odpowiadające zaworom o pełnym skoku pomnożyć przez *3*, lub co na jedno wynosi, posiłkować się dla tych zaworów do odczytywania wartości na prawej skali promieniem 3 zamiast promienia 1.

Wykres wskazuje jak się zmienia średnica zaworów przy zmianie jednego z pozostałych czynników. Tak naprz. jeżeli średnice jednakowych zaworów są obliczone dla normalnego ciśnienia według dolnej granicy, to przy zmniejszeniu ciśnienia roboczego w kotle, zawory takie już nie odpowiadają wymaganym warunkom.

Z codziennej praktyki Stow. Doz. Kotłów.

USZKODZENIE PŁOMIENIC.

W pewnej instalacji Łódzkiego Okręgu w kotłowni pracowały trzy kotły dwupłomienicowe o powierzchni ogrzewalnej po 65m^2 każdy, przy ciśnieniu roboczem 14 atm. Kotły posiadają płomienice faliste, budowy Fitznera i Gampera o prześwicie 700/800 *mm.*

Kotły te zbudowane w 1903 roku (2) i w 1907 r. (1 kocioł) pracowały lat 20 wzgl. 16 bez zarzutu.

W ostatnich dniach stwierdzono przed przewałem paleniska, w górnej części jednej z płomienic, wydęcie. Po zmierzeniu obrysia stwierdzono, że cztery fale płomienicy przed przewałem są zniekształcone. Dolna połowa obwodu pozostała bez wszelkiej zmiany, górna zaś jego część, ponad rusztami uległa wgnieceniu i pionowa średnica zamiast 700 *mm*, stanowiła 637 *mm* (rys. 2).

Poza uszkodzeniem tych fal płomienicy, na następnych jej falach nie zauważono żadnych zniekształceń, ani skutków działania ognia.

Druga płomienica kotła została również odkształcona w tem samem miejscu, ale w mniejszym stopniu.

W innym kotle tej samej kotłowni zauważono identyczne uszkodzenia.

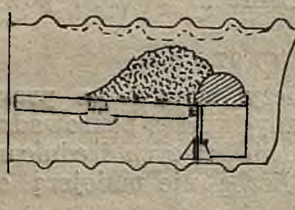
Żaden z palaczy nie umiał, czy nie chciał wytłumaczyć, kiedy te uszkodzenia powstały. Ponieważ uszkodzenia nosiły charakter jakiejś epidemji, obowiązkiem Dozoru Kotłowego było zająć się tą sprawą poważnie i wyjaśnić jej przyczyny w celu uniknięcia uszkodzenia innych kotłów.

Stwierdzono 1) że wydęcie płomienicy nosi lokalny charakter, to znaczy, że było wywołane skutkiem żaru, bez płomienia, żaru zlokalizowanego przed przewałem w chwili, gdy wody w kotle nie było, lub też gdy woda stopniowo uchodziła z kotła, 2) stwierdzono że pojedyncze zawory spustkowe siodełkowe nie były szczelne, co dla kotłów pracujących pod ciśnieniem 14 atm. przedstawia poważne niebezpieczeństwo.

Stwierdzono, że palacze przy zatrzymywaniu fabryki o godz. 5 wieczorem zgarniają cały żar, węgiel i żużel przed przewał, zatykając nim prawie cały prześwit płomienicy (rys. 1).

Po zgarnięciu żaru kurki szkieł wodowskazowych są zamykane i kotłownia na cały wieczór i noc pozostaje bez wszelkiego dozoru.

Dzięki pozostawionemu w płomienicy żarowi, ciśnienie w kotle prawie nie spada. Zrana przed uruchomieniem kotła palacz podciąga do kotła wody, jeżeli to jest potrzebne, wobec czego według twierdzenia palaczy wypadek rozpalenia kotła bez wody był wykluczony.



Rys. 1.



Rys. 2.

Na tej podstawie przyszliśmy do następujących wniosków. Uznaliśmy twierdzenie palaczy, że nie było winy z ich strony pod względem rozpalenia kotła bez wody, gdyż w tym wypadku obnażony na całej długości szczyt płomienicy pod wpływem działania rozpalonego w palenisku ognia spowodowałby odkształcenie płomienicy i po za przewałem.

Przy nieznacznej nawet nieszczelności grzybka zaworu spustowego w kotle przy 14 atm. ciśnienia zachodzi poważna obawa szybkiego opróżnienia kotła z wody aż do stopniowego obnażenia grzbietu płomienicy.

Zgarnięty pod przewał paleniska żar działa na wzór ogniska kuźni i odznacza się znacznem promieniowaniem ciepła przez szereg godzin i to było przyczyną odkształcenia czterech płomienic w jednej kotłowni.

W celu uniknięcia takich ewentualności zalecono: 1) zabronić palaczom zgarniania żaru wyżej wskazanym sposobem, 2) ustawić na ogólnej rurze spustowej, połączonej ze wszystkiemi kotłami drugi zawór spustowy, zamykany na czas postoju kotłów w celu zmniejszenia niebezpieczeństwa opróżnienia kotłów z wody w razie nieszczelności pierwszego zaworu spustowego (ze zwróceniem uwagi na niebezpieczeństwo ugotowania ludzi czyszczących jeden z kotłów w razie niezamknięcia pierwszego zaworu spustowego).

R. Biedrzycki i M. Dauter, inżynierowie.

Kursy dla palaczy w Dąbrowie Górniczej.

Na zorganizowane przez Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie wykłady dla palaczów w Dąbrowie Górn. zgłosiło się 32 słuchaczów zatrudnionych w miejscowych kopalniach i zakładach przemysłowych. Wykłady trwały od 9 do 20 lipca. W d. 21 lipca odbył się egzamin, na który zgłosiło się 30 palaczów. Egzaminy te zdało 9 słuchaczów z wynikiem bardzo dobrym, 9-ciu z wynikiem dobrym i 12-tu z wynikiem dostatecznym.

Z wynikiem bardzo dobrym zdali:

1) Banaszczyk Michał, 2) Kopała Feliks, 3) Kowal Stefan. 4) Kryczek Józef, 5) Majcherczyk Władysław, 6) Mędrzyk Józef, 7) Piątek Stefan, 8) Wawrzyk Józef, 9) Zaręba Jakób.

Z wynikiem dobrym:

1) Byczek Józef, 2) Dziuba Andrzej, 3) Masło Izydor, 4) Moś Władysław, 5) Mrozik Jan, 6) Kiciarz Jan, 7) Orczyk Stanisław, 8) Wieczorek Ignacy, 9) Żydek Antoni.

Z wynikiem dostatecznym:

1) Bielnik Władysław, 2) Chyb Stefan, 3) Góral Stanisław. 4) Haładus Józef, 5) Koluszko Filip, 6) Leksowski Stefan, 7) Mucha Karol, 8) Ostaszewski Stanisław, 9) Paliga Władysław, 10) Puchata Aleksy, 11) Romans Wojciech, 12) Stamburski Kazimierz.

Rozporządzenie p. Ministra P. i H.

P. Minister Przemysłu i Handlu zatwierdził uchwałę Walnego Zgromadzenia Delegatów Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie pismem z dnia 6 grudnia 1923 roku № P. A. 4419, następującej treści:

Do Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, Chmielna, 2

Przyjmując pod uwagę uchwałę walnego zgromadzenia delegatów członków Stowarzyszenia dozoru kotłów w Warszawie, powziętą w dn. 10 listopada 1923 r., oraz § 1-szy rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 2 grudnia 1921 r., wydanego w porozumieniu z Ministrem Skarbu i Ministrem Spraw Wewnętrznych (Dz. U. R. P. Nr. 103, poz. 746), opłaty roczne za dozór kotłów parowych, należących do członków Stowarzyszenia, w wysokości od każdego kotła:

przy powierzchni ogrzewalnej	do 2 *m* kw.	30 zł.
" " "	ponad 2 *m* kw. do 20 " "	40 "
" " "	" 20 " " " 50 " "	50 "
" " "	" 50 " " " 100 " "	65 "
" " "	" 100 " " " 200 " "	80 "
" " "	" 200 " " za każde 100 m. kw. więcej lub ich część	10 "

z tem, że: 1) opłaty roczne ustalone, jak powyżej, w złotych mają być uiszczane w markach polskich po przeliczeuiu według średniego kursu złotego równego 1 frankowi złotemu; 2) średni kurs złotego określać będzie Stowarzyszenie dozoru kotłów w Warszawie na zasadzie notowań Warszawskiej Giełdy pieniężnej dwukrotnie w ciągu miesiąca, a mianowicie: za czas od 1 do 15 i za czas od 16 do 30, względnie 31-go każdego miesiąca włącznie; 3) opłaty, uiszczane w pierwszej połowie każdego miesiąca, liczone będą podług średniego kursu za drugą połowę miesiąca poprzedniego, zaś opłaty uiszczane w drugiej połowie miesiąca podług średniego kursu za pierwszą połowę tegoż miesiąca, przyczem średni kurs złotego Stowarzyszenie dozoru kotłów podawać będzie w odnośnych wezwaniach płatniczych, 4) **W razie nieuiszczenia opłaty w terminie 1 -dniowym od dnia wysłania wezwania płatniczego złoty liczony będzie podług kursu franka złotego z przedednia zapłaty**, i 5) treść niniejszego pisma dotyczy opłat za dozór kotłów począwszy od dnia 1 stycznia 1924 r. Zatwierdzam i zaznaczam, że pismo Ministerstwa Przemysłu i Handlu w tejże sprawie z dnia 26 kwietnia 1923 r. Nr. PA. 1354 z dniem 1 stycznia 1924 roku traci moc obowiązującą.

Minister (—) *Szydłowski.*

Kurs złotego polskiego równy kursowi franka złotego Unji Łacińskiej dla wpłat w okresie od 1-go do 15-go stycznia 1924 roku wynosi marek polskich 1193 000.

SPROSTOWANIA.

żesz. 12. 1923 r.

Strona	łam	jest	powinno być
53	prawy	połowy miesiąca, w którym wpłata nastąpiła...	połowy miesiąca (od 1-go do 15-go włącznie i od 16-go do 30-go), poprzedzającej połowę miesiąca, w którym wpłata nastąpiła...
54	nagłówek preluminarza	złp. = zł. fr. szw.	złp. = złotemu frankowi U. Ł.

DO WIADOMOŚCI WŁAŚCICIELI KOTŁÓW PAROWYCH, NALEŻĄCYCH DO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE.

Przepisy dla obsługujących kotły parowe dla wywieszenia w kotłowniach można otrzymać w Zarządzie Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie (Chmielna 2) w cenie 1 złp., równego frankowi złotemu Unji Łacińskiej, wraz z opakowaniem i przesyłką.

Miarodajnym jest kurs franka złotego w dniu opłaty.

Wydawca: Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce. Redaktor odp. Inż. Jan Komarnicki.

Drukarnia Techniczna, Sp. Akc., w Warszawie, ul. Czackiego № 3—5 (Gmach Stowarzyszenia Techników).